N° d'ordre :
149

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

Guy MAILLART

Ingénieur E. P. C.
Ingénieur à la Société Rateau

1re THÈSE. — ÉTUDE DE L'ÉCOULEMENT DANS UNE ROUE ET UN DIFFUSEUR CENTRIFUGE

2e THÈSE. — PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ. - ACTION SUR LA COUCHE LIMITE.

Soutenue le 12 Juillet 1945 devant la Commission d'examen.

MM. FOCH. *Président.*
PÈRÈS. }
TOUSSAINT. } *Examinateurs.*

PARIS
Imprimerie Lucien CARIO
13, Pas. Trubert - Bellier
1946

FACULTÉ DES SCIENCES

Nom du Candidat : **MAILLART**

Prénom : **GUY - Auguste - Joseph**

Date de la soutenance : 12 Juillet 1945

Numéro d'ordre : .....

(Ces deux mentions seront complétées par le Service du Secrétariat de la Faculté).

MAILLART Guy
Etude de l'écoulement dans une roue et un diffuseur centrifuges. — *Paris,* Lucien Cario, Imp., 1946. Fig., 64 pages.
Th. Ing. Doc. Paris, 1945. N°

MAILLART Guy
Etude de l'écoulement dans une roue et un diffuseur centrifuges. — *Paris,* Lucien Cario, Imp., 1946. Fig., 64 pages.
Th. Ing. Doc. Paris, 1945. N°

MAILLART Guy
Etude de l'écoulement dans une roue et un diffuseur centrifuges. — *Paris,* Lucien Cario, Imp., 1946. Fig., 64 pages.
Th. Ing. Doc. Paris, 1945, N°

MAILLART Guy
Etude de l'écoulement dans une roue et un diffuseur centrifuges. — *Paris,* Lucien Cario, Imp., 1946. Fig., 64 pages.
Th. Ing. Doc. Paris, 1945, N°

N° d'ordre :
149

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES
DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

Guy MAILLART

Ingénieur E. P. C.
Ingénieur à la Société Rateau

1re THÈSE. — ÉTUDE DE L'ÉCOULEMENT DANS UNE ROUE ET UN DIFFUSEUR CENTRIFUGE

2e THÈSE. — PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ. - ACTION SUR LA COUCHE LIMITE.

Soutenue le 12 Juillet 1945 devant la Commission d'examen.

MM. FOCH. *Président.*
PÈRÈS. }
TOUSSAINT. } *Examinateurs.*

PARIS
Imprimerie Lucien CARIO
13, Pas. Trubert - Bellier
1946

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

Doyen ..... J. CABANNES.

PROFESSEURS

P. MONTEL ...	T	Théorie des Fonctions.
L. BLARINGHEM.	T	Botanique.
G. JULIA	T	gèbre supérieure. Analyse supérieure et Al-
C. MAUGUIN ..	T	Minéralogie.
A. MICHEL-LÉVY	T	Petrographie.
A. DENJOY ...	T	Géométrie supérieure.
L. LUTAUD....	T	Géographie physique et géologie dynamique.
E. DARMOIS ..	T	Enseignement de physique
A. DEBIERNE ..	T	Electronique et Radioactivité.
M. JAVILLIER ..	T	Chimie biologique.
Robert LÉVY ..	T	Physiologie comparée.
Henri VILLAT .	T	Mécanique des fluides et applications.
Ch. JACOB	T	Géologie.
P. PASCAL	T	Chimie générale.
M. FRÉCHET ...	T	Calcul des probabilités et physique mathématique.
E. ESCLANGON .	T	Astronomie.
Mme RAMART-LUCAS	T	Chimie organique.
H. BÉGHIN ...	T	Mécanique physique et expérimentale.
FOCH	T	Mécanique expérimentale des fluides.
PAUTHENIER ...	T	Electrotechnique générale.
DE BROGLIE ..	T	Théories physiques.
JOB	T	Chimie générale.
PRENANT	T	Anatomie et Histologie comparées.
VILLEY	T	Mécanique appliquée.
COMBES	T	Physiologie végétale.
GARNIER	T	Application de l'analyse à la Géométrie.
PÉRÈS	T	Mécanique rationnelle.
HACKSPILL	T	Chimie minérale.
LAUGIER	T	Physiologie générale.
TOUSSAINT		Technique aéronautique.
M. CURIE		Physique (P.C.B.).
G. RIBAUD	T	Hautes températures.
CHAZY	T	Mécanique analytique.
GAULT	T	Chimie appliquée.
CROZE	T	Physique théorique et physique céleste.
DUPONT	T	Théories chimiques.
LANQUINE	T	Géologie structurale et géologie appliquée..
VALIRON	T	Calcul différentiel et calcul intégral.
BARRABE		Géologie structurale et géologie appliquée.
VAVON	T	Analyse et mesures chimiques.
G. DARMOIS ...	T	Mathématiques générales.
CHATTON	T	Biologie maritime.
AUBEL	T	Chimie biologique.
Jacques BOURCART		Géographie physique et Géologie dynamique.
Mme JOLIOT-CURIE		Physique générale et Radioactivité.
PLANTEFOL . ..	T	Botanique.
CABANNES	T	Recherches physiques.
GRASSE	T	Zoologie (Evolution des êtres organisés).
PREVOST		Chimie organique.
BOULIGAND . ..		Mathématiques.
CHAUDRON . ..		Chimie.
WYART		Minéralogie.
TEISSIER		Zoologie.
MANGENOT . ..		Biologie végétale (P.C.B.).
P. AUGER	T	Physique cantique et relativité.
MONNIER		Physiologie générale
PIVETEAU		Géologie.
ROCARD		Physique.
H. CARTAN		Calcul différentiel.
SCHAEFFER . ..	T	Physiologie générale.
LAFFITTE		Chimie (P.C.B.).
LERAY		Mécanique théorique des fluides
FAVART		Calcul des probabilités et Physique-Mathématique.
COULOMB	T	Physique du globe.
Mlle COUSIN ..		Biologie animale (P.C.B.).
CHRÉTIEN		Analyse et mesures chimiques.
DRACH		Evolution des êtres organisés.
CHATELET	T	Arithmétique et théorie des nombres.
EPHRUSSI	T	Génétique.
WURMSER	T	Biologie physico-chimique
KASTLER		Physique.
BAUER	T	Chimie-Physique.
RIVIÈRE		Géologie (P.C.B.).

Secrétaire . . ..CH MONIER

R. UNIV. BIBLIOTHEEK LEIDEN

A Monsieur SEDILLE,

Direction Technique de la Société Rateau,
Professeur à l'Ecole Centrale des Arts
et Manufactures de Paris.

En témoignage de notre vive reconnaissance.

INTRODUCTION

Depuis un certain nombre d'années, on a cherché, comme on le sait, à pénétrer de plus en plus le détail des écoulements à l'intérieur des aubages des turbomachines. Les schémas d'écoulement unidimensionnels fournis par les théories élémentaires ne permettent plus en effet de satisfaire pleinement les exigences de qualité que l'on demande à l'heure actuelle aux meilleures machines. Il a donc été nécessaire d'étudier de plus en plus les formes des aubages en tenant compte de toutes les particularités des écoulements.

Des informations sur celles-ci doivent surtout être demandées à la voix expérimentale. C'est l'origine de nombreuses recherches qui ont été entreprises ces dernières années sur les écoulements à l'intérieur des aubages de turbomachines.

Afin de faciliter ces essais, on a utilisé le plus possible les possibilités fournies par les lois de similitude. Dans cette voie, on a modifié l'échelle des organes en étude lorsque ceux-ci étaient trop petits ou trop grands et, de ce fait, difficiles à explorer. On a également remplacé chaque fois que cela a été possible les fluides en jeu par l'air qui se prête davantage aux investigations expérimentales.

L'étude de certains organes de turbomachines peut se faire sur des maquettes fixes. Dans d'autres cas, et c'est notamment celui des appareils centrifuges, il est impossible de procéder ainsi, car l'écoulement à l'intérieur des aubages rendus fixes diffère essentiellement, comme on le sait, de l'écoulement à l'intérieur des mêmes organes en rotation, par suite du caractère irrotationnel des premiers et au contraire essentiellement tourbillonnaire dans les seconds.

Les méthodes de recherches sont alors compliquées considérablement et dans le présent travail, on s'est pro-

posé d'abord de mettre au point ces méthodes sur un cas particulier et ensuite de se faire, à l'aide des résultats obtenus, une idée du détail des écoulements dans les organes étudiés.

Ces recherches ont été effectuées à la Société Rateau qui, sous l'impulsion de son éminent Directeur général M. Anxionnaz, s'est toujours préoccupée de perfectionner ses appareils avec l'aide maximum des ressources et des disciplines scientifiques et qui, dans cet esprit, a construit un Laboratoire de Mécanique des Fluides spécialement équipé en vue des recherches dans les turbomachines. Ce laboratoire a déjà fourni, dans ce domaine, des résultats extrêmement intéressants.

Je profite de l'occasion qui m'est offerte pour remercier vivement la Société Rateau et M. Anxionnaz qui ont bien voulu m'encourager à la préparation de cette thèse.

Mes remerciements vont tout particulièrement à M. Sédille, Directeur Technique à la Société Rateau, dont les avis autorisés m'ont été très précieux lors de mes recherches.

Je remercie également M. le Professeur Foch, qui, malgré ses nombreuses occupations, n'a jamais hésité à me donner ses conseils éclairés et m'a permis de mener à bien des essais particulièrement délicats.

SOMMAIRE

— Notations utilisées.

CHAPITRE PREMIER

Généralités.

— Description de l'installation d'essai.
— Appareils de mesure et méthode de dépouillement.
I. — Débit.
II. — Hauteur.
III. — Sondages.
A. — Sondages à l'aval du diffuseur.
B. — Sondages à l'amont du diffuseur.
IV. — Puissance utile.
V. — Puissance externe.
VI. — Rendement interne.
— Mesure des pertes par frottement.

CHAPITRE II

Analyse de l'écoulement à l'intérieur du diffuseur.

— Essais de visualisation.
— Relevé des pressions statiques le long des ailes.
— Comparaison entre les résultats obtenus et le calcul au régime normal.
— Sondages à l'aval du diffuseur. Cartes des vitesses de sortie.
— Sondages à l'amont du diffuseur. Cartes des vitesses.
— Détermination de la courbe de fonctionnement de l'appareil.
— Calcul du rendement de la roue seule.
— Comparaison entre les essais précédents. Pertes dans le diffuseur.
— Relevé des pressions statiques sur les parois du joint entre la roue et le diffuseur.

CHAPITRE III

Analyse de l'écoulement à l'intérieur de la roue.

— But des essais.

A. — *Sondages à la sortie de la roue.*

— Dispositif d'essais.

I. — Modification de la roue.
II. — Modification du moteur.
III. — Boîte de prise de pression.

— Mise au point du dispositif d'essai.

I. — Appareil de prise de pression.
II. — Roue.

— Principe des sondages.

— Mesures effectuées.

I. — Détermination du débit.
II. — Détermination de la hauteur.
III. — Mesure de la vitesse relative à la sortie de la roue.

— Méthode de dépouillement.

I. — Calcul de la pression totale à la sortie de la roue.
II. — Calcul de la vitesse relative d'écoulement.
III. — Calcul du débit.

— Résultats des essais.

— Examen des graphiques.

— Tracé des courbes de sondage à δ_0 constant.

— Examen des courbes à δ_0 constant.

— Calcul des vitesses relatives.

B. — *Relevé des pressions statiques dans la paroi de la roue en mouvement.*

— Description du dispositif d'essai.

— Tracé théorique des courbes de répartition des pressions dans un canal de la roue mobile.

— Méthode de dépouillement.

— Résultat des essais.

— Calcul du couple.

— Conclusions.

NOTATIONS

I débit-poids en kg : s.

Q débit-volume en m^3 : s.

ϖ - poids spécifique en kg : m^3.

V - vitesse absolue en m : s.

W — vitesse relative en m ; s.

S - surface en m^2.

g — accélération de la pesanteur en m : s^2.

Δp - dépression en kg : m^2 ou millimètre d'eau.

α — coefficient de compressibilité de l'air donné par des courbes en fonction de m dans les normes A.F.N. O.R.

λ — coefficient de débit correspondant à la quantité d'énergie perdue sous forme de remous.

ε — coefficient de correction en fonction de l'importance de la détente dans un orifice de mesur.e

H hauteur fournie en mètres.

Tu — travail utile en chevaux.

Te travail externe en chevaux.

n — vitesse de rotation en tours : mn.

D — diamètre de la roue en mètre.

e — largeur de la roue en mètre.

u — vitesse périphérique en m : s.

v - volume spécifique $= \frac{I}{\varpi}$

ηi — rendement interne.

δ — coefficient de débit $= \frac{Q}{u.R^2}$

R - rayon de la roue en mètre.

μ — coefficient manométrique $= \frac{g H}{u^2}$

τ — coefficient de puissance $= \dfrac{g\,Pi}{\varpi\, u^3\, R^2} = \dfrac{\mu . \delta}{\rho i}$

φ - ouverture réduite $= \dfrac{Q}{R^2 \sqrt{2Hg}} = \dfrac{\delta}{\sqrt{2\mu}}$

Pi — puissance interne $= \dfrac{I.H}{\rho i} = \dfrac{\varpi . Q . H}{\rho i}$

C — couple en m : kg $= \dfrac{P}{\omega} = \dfrac{\bar{\omega} . \tau . R^5 . \bar{\omega}^2}{g}$

ω — vitesse angulaire en radians $= \dfrac{2 . n . n}{60}$

CHAPITRE PREMIER

GÉNÉRALITÉS

Description de l'installation d'essai.

Nous avons reproduit à la figure 1, d'une façon schématique, l'installation d'essai telle qu'elle a été réalisée en plateforme de la Société Rateau.

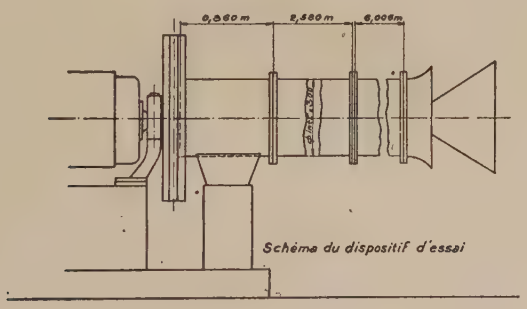

Fig. 1.

La partie aérodynamique du dispositif comprenait une roue et un diffuseur centrifuges. Contrairement à ce qui est réalisé dans la pratique, et dans le but de rendre plus accessibles les organes étudiés, aucune volute n'a été montée après le diffuseur.

La roue du ventilateur (voir figure 2), spécialement calculée en vue de ces essais, était du type Rateau VHP-50 Z, elle fut exécutée en Alpax. Cette réalisation en métal léger avait l'avantage de donner une roue d'un poids peu élevé qui a pu, sans inconvénient, être mon-

tée en bout d'arbre du moteur. Son diamètre extérieur, primitivement fixé à 500 mm., dut être ramené, par la suite, à 495, afin de permettre l'introduction d'un pitot placé entre la sortie de la roue et l'entrée du diffuseur. Ce pitot était destiné à l'exploration de l'écoulement à l'amont de celui-ci. Il sera d'ailleurs question de ces essais ultérieurement.

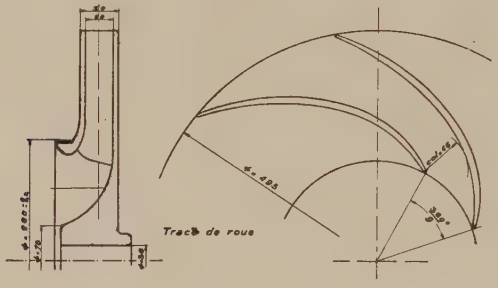

Fig 2.

Le diffuseur monté à la suite de la roue est représenté à la figure 3, son diamètre extérieur est de 663 mm. et son diamètre intérieur de 510 mm. Il est composé de 11 ailes. Sa largeur est de 32 mm.

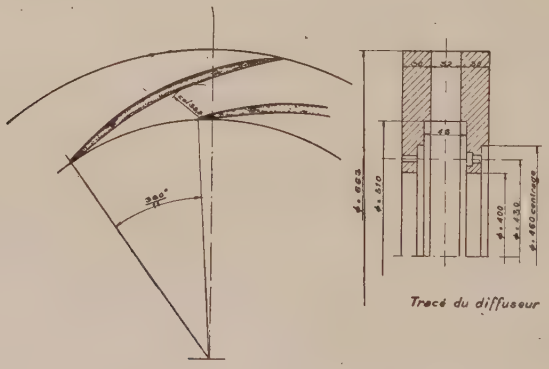

Fig. 3.

La roue ne possédait que 9 ailes et sa largeur à la sortie est de 30 mm.

La construction des ailes et des flasques du diffuseur

est réalisée en bois. On se trouvait ainsi en présence d'un appareil léger, facilement transformable si la nécessité se présentait et, de plus, très facilement démontable. Cette dernière qualité sera reconnue très utile par la suite, surtout lors des essais qualitatifs dont il sera parlé ultérieurement. Pour la réaliser, les ailes ont été fixées sur un flasque et emboîtées à force dans l'autre.

Lors des essais, la roue du ventilateur a été entraînée par un moteur-balance à courant continu et excitation compound pouvant permettre une variation de vitesse allant de 2.000 à 4.000 tours/minute. Sa puissance nominale est de 20 CV.

La puissace utile nécessaire à l'entraînement du ventilateur étant de l'ordre de 5 CV, la mesure de la puissance externe au moyen d'appareils électriques était insuffisamment précise, aussi a-t-il été décidé de mesurer la puissance mise en jeu, uniquement à l'aide du bras de levier, les relevés électriques ne nous donnant qu'un ordre de grandeur et ne servant que de vérification.

Afin d'augmenter la précision des lectures et pour faciliter les relevés, le bras de mesure a été relié, par l'intermédiaire d'un dispositif composé de tiges rigides et d'un ressort, à une balance. Il a été pris un très grand soin dans le tarage préalable de cet ensemble en reproduisant, au cours de l'étalonnage, les conditions d'utilisation de l'appareil.

L'aspiration du ventilateur est reliée à une tuyauterie en tôle de diamètre intérieur de 300 mm.., formée par deux tronçons, l'un de six mètres de longueur, l'autre de trois mètres et séparés par un orifice en mince paroi établi suivant les indications des normes A. F. N. O. R. (voir figure 1), tant en ce qui concerne l'orifice lui-même que le dimensionnement des tuyauteries.

La variation du débit a été obtenue à l'aide d'un cône placé à l'amont de la tuyauterie (voir figure 1). Son rapprochement ou son éloignement était commandé par des écrous se vissant sur des tiges filetées, ce qui permettait une variation de débit aussi lente que l'on peut le désirer. De plus, ce dispositif possédait le très net avantage de présenter une symétrie de rotation qui, par conséquent, influençait au minimum l'orifice en mince paroi placé en aval. Il est préférable à l'emploi d'une vanne qui ne présente pas cette symétrie de réglage

et peut influencer grandement la mesure avec l'orifice en mince paroi.

Appareils de mesure et méthode de dépouillement.

I. — *Débit.*

Le débit a été mesuré, comme indiqué précédemment, au moyen d'un orifice en mince paroi établi suivant les indications données par les normes A.F.N.O.R.

Les dimensions principales de l'orifice en mince paroi sont :

— Diamètre extérieur . . . . . D = 300 mm.
— Diamètre de l'orifice . . . . . d = 200 mm.

II. — *Hauteur.*

Il y a lieu de distinguer la hauteur réelle fournie par l'appareil en étude qui est égale à la différence de pression qui existe entre l'ouïe de la roue du ventilateur et la sortie du diffuseur et la hauteur théorique fournie par l'appareil, cette dernière peut se déduire de la puissance absorbée.

Il s'agit ici de la hauteur réelle qui, dans un appareil normal et industriel, se mesure avec deux prises de pressions totales, l'une placée à l'aspiration et l'autre au refoulement.

La dépression qui régnait à l'aspiration du ventilateur a donc été mesurée à l'aide d'un pitot de prise totale placée à une vingtaine de centimètres en amont de l'ouïe de la roue. En cet endroit, on a constaté que la répartition des vitesses de la veine fluide était uniforme.

Il est à remarquer qu'à la sortie du diffuseur et du fait de l'absence de volute, l'énergie d'un filet fluide comporte encore une part importante qui est sous forme cinétique.

D'autre part, en vue de séparer les pertes du diffuseur de celles imputables à la roue, on a également mesuré la valeur de l'énergie du fluide à la sortie du rouet.

A cet endroit, la partie cinétique de l'énergie est encore plus grande qu'à la sortie du diffuseur.

En outre, les vitesses des filets en ces deux endroits sont loin d'être homogènes et pour obtenir l'énergie réelle du fluide, il est alors nécessaire de faire une intégration, c'est-à-dire qu'il y a nécessité d'opérer un sondage complet des vitesses en ces endroits.

III. — *Sondage.*

L'obtention de la valeur de la vitesse en un point quelconque de l'écoulement nécéssite la mesure de la pression totale et de la pression statique au point considéré. Pour effectuer correctement ces mesures, il faut déterminer expérimentalement l'inclinaison du filet. Cette opération peut être faite facilement au moyen d'une sonde d'un type spécial. Cet appareil est caractérisé par le fait que la tige du pitot est solidaire d'un index qui se déplace devant un cadran gradué. Il est ainsi possible de déterminer expérimentalement en chaque point la direction de la vitesse par la mesure de l'angle qui donne une dénivellation maximum au manomètre.

Cette sonde était reliée à un enregistreur Richard. Un sondage a été exécuté de centimètre en centimètre, et chacun de ceux-ci a été conduit sur toute la largeur du canal.

Il est nécessaire d'avoir également la valeur de la pression statique pour les différents filets. A ce point de vue, il faut distinguer le cas des sondages après le diffuseur et entre la roue et le diffuseur.

A. — *Sondages à l'aval du diffuseur.*

A la sortie du diffuseur, comme le refoulement se fait à l'air libre et pour des filets situés dans des plans sensiblement parallèles entre eux, la pression statique peut être estimée égale à la pression atmosphérique.

Les enregistrements de la pression totale donnent alors directement la valeur de l'énergie cinétique de chaque filet.

Il reste à en déterminer une valeur moyenne.

L'énergie cinétique contenue dans le fluide à la sortie du diffuseur est :

$$E = \iint \left(\varpi \frac{V_2^2}{2g} \right) \varpi . V_2 . ds_2 . \sin \alpha_2$$

et le débit-poids pouvant s'écrire :

$$l = \iint \varpi . V_2 . ds_2 . \sin \alpha_2$$

ϖ = poids spécifique en kg : m³;
V_2 = vitesse aval en m : s;
ds_2 = élément de surface considéré;
α_2 = angle formé par la direction de la vitesse.

On en déduit :

$$\frac{V^2 m}{2g} = \frac{\iint \varpi . \frac{V_2^3}{2g} ds_2 . \sin \alpha_2}{\iint \varpi . V_2 \, ds_2 . \sin \alpha_2}$$

Afin de rendre plus simple l'expression précédente, nous avons fait deux hypothèses :

1) ϖ = constante. Nous sommes en présence d'un ventilateur à faible vitesse et les variations de ϖ peuvent être négligées sans que les résultats soient entachés d'une erreur appréciable.

2) α_2 = constante. Comme il est connu, un tube de Pitot possède une certaine latitude d'adaptation de l'ordre d'une dizaine de degrés, angle à l'intérieur duquel ses indications sont à peu près indépendantes de son inclinaison par rapport à la direction de la vitesse du fluide. De plus, l'angle intervient à la fois au numérateur et au dénominateur de l'expression ci-dessus et de nombreux essais effectués en Laboratoire à la Société Rateau ont montré que dans une certaine limite, les variations de α_2 pouvaient être négligées dans cette expression.

On a donc :

$$V^2 m = \frac{\iint V_2^3 . ds_2}{\iint V_2 . ds_2}$$

Ainsi la valeur de $V^2 m$ nous sera donnée graphiquement par le rapport des 2 intégrales obtenues à l'aide des enregistrements relevés et qui nous donnent, en chaque point, la valeur de $f(V^2)$.

B. — *Sondages à l'amont du diffuseur.*

Dans ce dernier cas, la pression statique, dans les diverses sections, est inférieure à la pression atmosphérique par suite de la récupération d'énergie effectuée par le diffuseur.

La pression statique a été relevée sur la paroi du dif-

fuseur et on a supposé que cette pression statique est uniforme le long d'une parallèle à l'axe, hypothèse qui est vraisemblable, les différents filets à la sortie de la roue étant situés dans des plans parallèles entre eux et perpendiculaires à l'axe.

Il a été impossible d'ailleurs, au cours des essais effectués, de se faire une idée exacte de la valeur de cette hypothèse, par suite de la difficulté d'opérer des mesures de pression statique dans le courant fluide lui-même, et ceci pour trois raisons principales :

1) L'écoulement à la sortie d'une roue d'appareil centrifuge est, en général, un écoulement curviligne, et même, dans certains cas particuliers (cas des régimes à faibles débits), des retours se produisent dans la roue. Dans ces conditions, il est très difficile de placer l'axe de la sonde de prise statique suivant la direction du filet.

2) Le jeu entre la roue et le diffuseur doit être très faible. On a déjà été dans l'obligation de l'augmenter de 5 mm. suivant le diamètre, afin de pouvoir introduire la sonde. Or, malgré cette augmentation de jeu, il était matériellement impossible d'introduire une sonde de prise statique qui, comparativement, possède toujours une dimension importante puisque les perçages des trous de la sonde doivent être placés à une certaine distance de son extrémité.

3) Il n'existe pas d'appareils de mesure de pression statique adaptés en toute rigueur à des écoulements à lignes de courant curvilignes et possédant un gradient de pression comme dans le cas présent.

La mesure de la pression statique effectuée selon le principe énoncé précédemment permet de déduire des sondages de pression totale la valeur de l'énergie cinétique de chaque filet et d'en faire la moyenne comme il a été dit plus haut à propos du diffuseur.

La hauteur totale de fluide à la sortie de la roue est alors la somme de cette énergie cinétique et de la pression statique moyenne mesurée.

IV. — *Puissance utile.*

Le débit poids et la hauteur totale, calculés comme il vient d'être dit, permettent de calculer, pour chaque ouverture, la puissance utile du ventilateur.

$$Tu = \frac{1\,Kg : s \times Hm}{75} \quad ch.$$

V. — *Puissance externe.*

La roue avait été montée en porte-à-faux sur l'extrémité de l'arbre du moteur-balance. Ce montage supprime la nécessité de la mesure des pertes par paliers et élimine les causes d'erreurs qui peuvent en résulter.

L'expression de la puissance externe peut se mettre sous la forme

$$Te = P.l. \frac{2.n.n}{60}$$

P = poids inscrit à la balance en kg;
l = longueur du bras de levier en mètres;
n = vitesse de rotation en tours : mn.

La figure 4 donne une vue d'ensemble de l'installation et des principaux appareils de mesure.

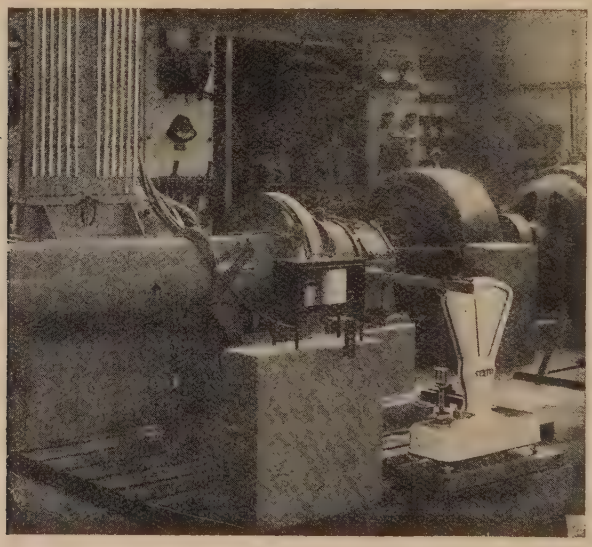

Fig. 4.

VI. — *Rendement interne.*

Le rendement de l'appareil en essai est un rendement interne du fait de l'absence de pertes externes dans les paliers et peut se mettre sous forme

$$\rho = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance fournie}}$$

Sous cette forme, nous calculons, soit le rendement interne de l'ensemble roue et diffuseur si la puissance utile a été déterminée à l'aide des sondages en aval du diffuseur, soit le rendement interne de la roue si nous considérons seulement les résultats obtenus avec les sondages en amont de celui-ci.

Remarque :

Les flasques de la roue du ventilateur absorbent une certaine puissance par frottement que l'on peut mesurer comme on le verra par un essai spécial dont il sera fait mention ultérieurement.

En les déduisant de la puissance fournie et mesurée au moteur-balance, on peut en déduire le rendement du circuit utile du fluide.

$$\rho i = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{puissance fournie} - \text{pertes par frottement}}$$

Nota. — Toutes les valeurs trouvées précédemment seront transformées en invariants de Rateau et les courbes seront tracées en fonction de ces mêmes coefficients dont les expressions ont été indiquées précédemment.

Mesure des pertes par frottement.

Avant de commencer l'étude du ventilateur, il était nécessaire de connaître la loi de variation des pertes par frottement de disques qui interviennent dans le calcul des pertes intérieures au circuit du fluide. Ces pertes sont les seules dont il y a lieu de tenir compte, puisque la roue du ventilateur est directement montée sur l'arbre et que les seuls paliers sont ceux du moteur dont le frottement est automatiquement pris en compte dans la mesure du couple fourni par le moteur.

Pour mesurer les pertes par frottement, on a employé le dispositif suivant :

Une rondelle de carton a été placée contre l'ouïe, afin d'en obturer l'ouverture et une bande de clinquant a été soudée à la périphérie de la roue. On aurait pu, pour faire cet essai, remplacer la roue par un disque plein de même diamètre; ce procédé a paru moins favorable car si on pouvait donner à ce disque le même diamètre extérieur, il était certain que l'on était dans l'im-

possibilité matérielle de conserver les mêmes jeux et le même état des surfaces.

Un relevé a été fait à des vitesses de rotation s'échelonnant depuis 2.100 jusqu'à 4.000 tours par minute, les résultats sont reproduits à la figure 5.

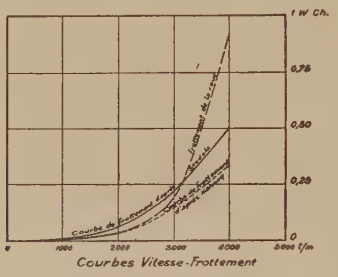

Fig. 5.

Nous avons pensé qu'il serait intéressant de comparer ce résultat d'essai à la courbe théorique calculée d'après la formule de Stodola.

$$F = \frac{\beta D (D + e) u^3}{10^6 . v}$$

β = coefficient de frottement que nous avons pris égal à 1,46;

D = diamètre de la roue en mètres;

e = largeur de la roue en mètres;

u = vitesse périphérique en mètres par seconde;

v = volume spécifique $= \frac{I}{\varpi}$

ϖ = poids spécifique, pris égal à 1,23 dans le cas présent.

La courbe représentative de cette fonction a été également reportée sur le graphique de la figure 5, afin de faciliter la comparaison.

Les deux tracés sont assez différents quoique les valeurs soient en moyenne du même ordre de grandeur. La courbe relevée est plus montante que celle obtenue par la formule de Stodola. La différence peut provenir du fluide emprisonné à l'intérieur de la roue et qui est probablement le siège d'un certain brassage malgré les précautions qui ont été prises. Cette différence peut provenir également de la variation du coefficient de

frottement avec la vitesse. Or, comme on l'a fait remarquer précédemment, il a été pris égal à 1,46, aucune donnée précise n'ayant permis d'établir une loi de variation.

L'erreur provenant du disque de carton est d'importance secondaire et peut être négligée, la valeur de son diamètre extérieur étant faible.

Une erreur plus importante provient de la bande de clinquant extérieure et qui a été disposée afin d'empêcher tout échange de fluide entre l'extérieur et l'intérieur de la roue. La perte de puissance correspondante ne se produit pas en marche normale.

On peut en tenir compte facilement en calculant, par les formules ordinaires de frottement de disque, la proportion de puissance que cette bande peut introduire dans la puissance de frottement totale.

Les chiffres trouvés précédemment seront corrigés de cette valeur. Il est admis implicitement que les coefficients sont sensiblement les mêmes pour cette bande et les flasques.

La puissance due au frottement de la bande de clinquant calculée par la formule de Stodola précédemment citée est de 0.023 CV à la vitesse de 3.800 tours/minute, vitesse à laquelle les essais ont été exécutés.

Remarque. — A titre indicatif, il a paru intéressant de calculer les pertes par frottement au moyen de la formule citée par Hanocq (1) et qui peut se mettre sous la forme

$$W = \frac{4}{5}\frac{\pi}{75} \varpi K \omega^3 Rf^5$$

dans laquelle :

ω = la vitesse angulaire;

Rf = rayon fictif qui tient compte de la largeur du disque et dont l'expression est :

$$Rf = R\left(1 + \frac{e}{2R}\right)$$

e = largeur du disque;

K = coefficient fonction de la viscosité, de la vitesse relative du fluide par rapport à la surface et à une dimension linéaire du disque.

---

(1) Etude sur le frottement des Disques en rotation dans un fluide visqueux par Ch. Hanocq — Revue Universelle des Mines — numéro du 1er avril 1928.

Ce coefficient est donné en fonction du nombre de Reynolds et du rapport s/R — s étant le jeu existant entre le disque et l'enveloppe.

Comme on le voit, cette formule est très intéressante théoriquement car elle tient compte de la variation du nombre de Reynolds.

Mais on constate que la variation du coefficient K est très faible en fonction du Reynolds et tend vers une valeur asymptotique lorsque le nombre de Reynolds croît.

Dans le cas de la roue étudiée, la valeur du nombre de Reynolds est telle que la variation de K peut être négligée.

La courbe déduite des calculs est reportée à la figure 5.

L'examen de la figure montre que jusqu'à une vitesse de rotation de 2.200 tours/minute environ, la courbe calculée par la formule précédente se confond avec celle relevée au cours des essais, mais qu'ensuite les résultats divergent et que le calcul donne des valeurs de la puissance inférieures à celles mesurées.

Cette divergence peut s'expliquer en considérant que la variation du coefficient K a été établie en partant d'essais exécutés sur des disques polis pour lesquels la rugosité est relativement faible, tandis que la rugosité de la roue du ventilateur est assez élevée, étant donné que les surfaces extérieures sont brutes de fonderie et n'ont subi aucune opération d'usinage. Il est donc normal que les résultats coïncident à faible vitesse où l'influence de la rugosité est moindre et que des écarts se produisent lorsque la vitesse croît.

CHAPITRE II

ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT A L'INTÉRIEUR DU DIFFUSEUR

Le diffuseur est un organe fixe. Par suite, pour l'étude de l'écoulement à l'intérieur de ses canaux, on peut employer toutes les méthodes utilisées dans la technique aérodynamique courante et que l'on peut résumer sous les trois titres suivants :

1. — Mesure des pressions aux parois.
2. — Sondage des vitesses en grandeur et en direction.
3. — Visualisation de l'écoulement par des procédés divers.

Ces trois méthodes ont été utilisées et les résultats obtenus vont être résumés dans les quelques pages suivantes.

Essais de visualisation.

Parmi les divers dispositifs pour les essais de visualisation habituels des filets fluides, il en est un qui est particulièrement intéressant. C'est l'essai à la peinture; celui-ci consiste à enduire les parois des canaux de peinture semi-fluide et à examiner les lignes d'écoulement de celle-ci après fonctionnement de l'appareil pendant un certain temps convenablement déterminé.

Il est bien évident que l'on n'obtient pas de la sorte les lignes d'écoulement du fluide lui-même à l'intérieur des canaux. Celles-ci n'ont d'ailleurs, dans le cas présent, aucune particularité bien remarquable en dehors du cas de décollement que l'on peut mettre en évidence.

Ces essais, par contre, permettent d'obtenir des infor-

mations sur les lignes d'écoulement à l'intérieur des couches limites dans les canaux. Comme c'est, en définitive, le comportement de celles-ci qui conditionne dans une très large mesure les pertes de l'écoulement, les essais de visualisation permettent de recueillir de la sorte de précieuses informations.

Avant de commencer une étude quantitative en vue de la détermination des pertes du diffuseur, il a paru utile d'essayer de matérialiser par une étude qualitative les phénomènes d'écoulement le long des ailes du diffuseur, le ventilateur fonctionnant sous différentes ouvertures et à vitesse constante.

Les figures 6, 7 et 8 sont des reproductions de clichés pris dans ces conditions.

La première de ces photographies est relative au fonctionnement de l'installation pour un delta très faible, de l'ordre de 0,035. Le régime à vanne fermée n'a pu être réalisé, car l'arbre ne comporte pas de paliers de butée et à débit très faible, il y a aspiration de la roue d'où frottement de celle-ci contre le flasque avant.

Donc, à débit très faible, il est remarqué un brassage de l'air très accentué près de la sortie de la roue, mais l'écoulement peut difficilement être suivi le long du canal, par suite des faibles vitesses moyennes de l'air à cet endroit de l'écoulement ; on se trouve dans la région de fonctionnement en pompage.

A un point correspondant à un δ_0 d'environ 0,05, le phénomène précédent se produit encore mais avec une intensité moindre, et l'on commence à voir apparaître l'écoulement. Celui-ci est cependant encore loin d'être uniforme; en effet, une dépression assez forte se produit sur l'intrados de l'aile et va en diminuant au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la roue, une très faible dépression existe sur l'extrados près du bord d'attaque de l'aile.

La figure 7 représente l'écoulement pour un $\delta_0 = 0{,}09$, c'est-à-dire un peu inférieur au point de fonctionnement optimum comme nous le verrons par la suite. Il est à remarquer la très nette amélioration dans le parcours des filets fluides, l'écoulement étant presque parfait.

Lorsqu'on fonctionne à grand débit ($\delta_0 = 0{,}11$), l'écou-

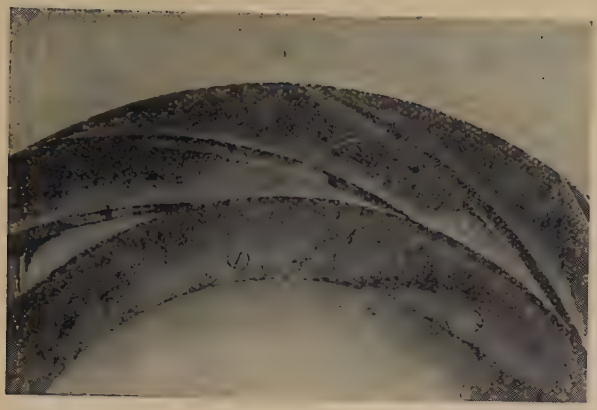

Fig. 6.

Fig. 7.

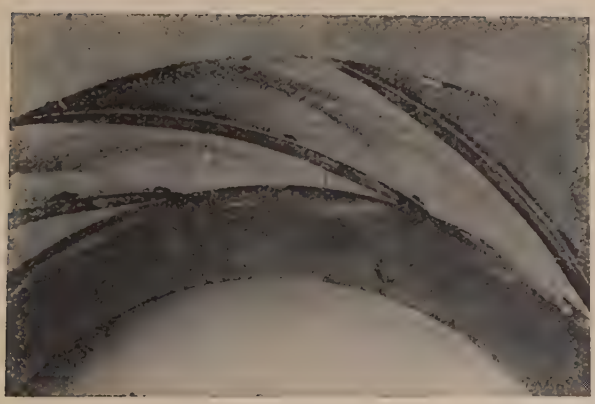

Fig. 8.

lement est de nouveau très fortement perturbé. La direction des filets à l'entrée est correcte, mais ensuite il se produit un décollement très important sur l'extrados de l'aide et les filets, d'abord bien guidés par l'intrados, s'incurvent pour suivre une ligne sensiblement parallèle à la ligne de décollement.

A vanne grande ouverte (figure 8), le décollement sur l'extrados, que l'on a déjà observé à la $\delta_0 = 0{,}11$, se produit dans le cas présent dès le bord d'attaque de l'aile. Sur l'extrados, les filets sont d'abord bien dirigés, mais dès que l'écoulement fluide a dépassé le col, un décollement se produit et les filets des deux décollements convergent pour se rassembler vers le centre du canal et donner alors un écoulement à filets sensiblement parallèles.

Relevé des pressions statiques le long des ailes.

Le dispositif suivant a été réalisé afin d'étudier la répartition des pressions sur les ailes.

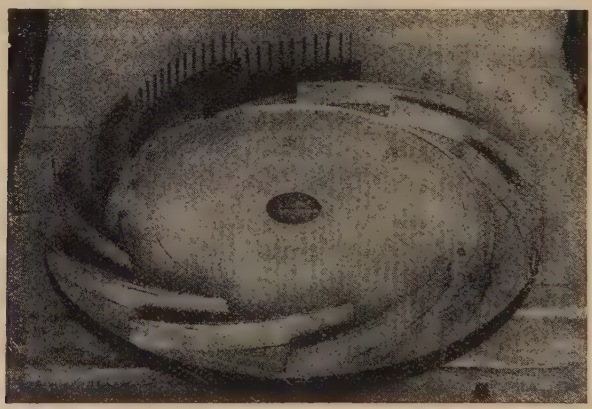

Fig. 9.

Deux ailes en bois furent remplacées par des ailes métalliques portant sur chaque face et au centre du canal quatorze prises de pressions statiques (voir la figure 9). Ces prises statiques furent obtenues par perçage normalement à la surface de trous de très

faibles diamètres et reliées à un multimanomètre (voir figure 4).

Afin de pouvoir effectuer des comparaisons entre les résultats obtenus lors de ces essais et ceux relevés au cours de l'essai qualitatif à la peinture, les relevés ont été faits aux mêmes δ_0.

Pour faciliter l'interprétation de ces courbes, il a paru intéressant de reporter les valeurs obtenues sur des normales aux faces correspondantes des ailes (voir figure 10).

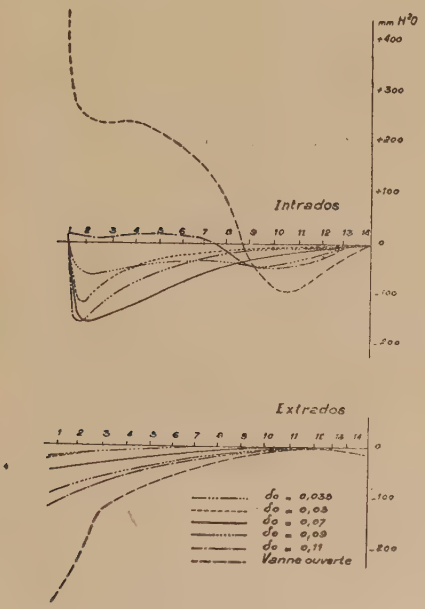

Fig. 10.

L'observation des graphiques montre qu'il n'y a pas de décollements aux faibles débits et que la diffusion est bonne surtout à l'entrée des ailes.

Par contre, aux débits élevés, la diffusion s'opère surtout à partir du centre du canal, le résultat aurait pu être prévu, étant donné qu'à ces régimes, l'angle d'entrée n'est pas respecté.

Comparaison entre les résultats obtenus et le calcul au régime normal.

Il est possible de prévoir les résultats des mesures de pression statique par le calcul pour les parties du canal présentant des parois en regard lorsque l'écoulement remplit le canal, ce qui se produit, comme on l'a vu, notamment au voisinage du point de fonctionnement normal.

Il est intéressant d'effectuer ce calcul et de comparer aux régimes correspondants les résultats obtenus avec les relevés expérimentaux.

Le calcul a été mené par les méthodes connues et qui sont exposées dans tous les traités d'hydrodynamique. Il a d'ailleurs été simplifié du fait que l'on se trouvait en présence d'un diffuseur de largeur constante.

Ce calcul se rapporte au cas où le ventilateur fonctionne au point de fonctionnement optimum $\delta_0 = 0{,}09$, et le débit par canal est de : $Q = 0{,}0492$ m³/s.

Les essais nous ayant donné pour ce point de fonctionnement

$$P_{tot} = 50 \text{ mm}$$

nous en avons déduit :

$$P_{stat} = 50 - \frac{\varpi V^2}{2g}$$

avec

$$\varpi = 1{,}22 \text{ Kg} : \text{m}^3$$

Nous avons reporté sur un même graphique à la figure 11, les courbes de relevés des pressions et les courbes calculées. Ces dernières n'ont été reproduites que dans la partie du canal présentant une paroi en regard, le calcul n'étant applicable que dans cette région.

Par l'examen de ce graphique, nous constatons que les valeurs obtenues par le calcul sont toujours algébriquement légèrement supérieures à celles relevées lors des essais, mais ont la même allure générale. Cette différence s'explique d'abord par l'influence de la couche limite. Cette dernière produit un rétrécissement des sec-

tions et par le fait même, les vitesses doivent augmenter légèrement afin d'assurer le passage du débit.

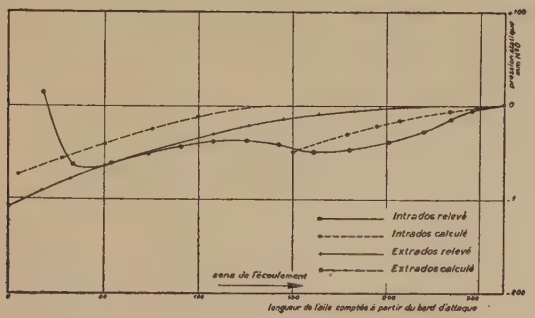

Fig. 11.

Les différences constatées proviennent également du fait que la portion du canal soumise au calcul est influencée d'une façon considérable par les portions amont et aval où il a été impossible d'appliquer la méthode de calcul.

Sondages à l'aval du diffuseur. Cartes des vitesses de sortie.

La seule méthode acceptable de détermination de la vitesse à la sortie du diffuseur consistait en des sondages de toute la surface de sortie d'un canal.

Ces sondages exécutés au moyen d'une sonde ont été faits de centimètre en centimètre et perpendiculairement à l'écoulement, cette sonde, reliée à un enregistreur Richard, nous permettait d'obtenir ainsi graphiquement la variation continue de la pression à la sortie du canal.

Avant chaque enregistrement, l'axe de la sonde était dirigé, dans l'axe du canal, suivant la direction de la vitesse maxima. Il aurait été souhaitable de relever la pression après avoir dirigé le pivot suivant la direction de la vitesse en chaque point, mais ceci était pratiquement irréalisable; l'erreur que l'on commet en ne prenant pas cette précaution est d'ailleurs très faible à cause de l'angle d'adaptation du pitot qui est relative-

ment important et inférieur aux écarts possibles. L'étalonnage a montré que cet angle était de l'ordre de 25 degrés.

Les enregistrements recueillis nous donnent toute facilité pour tracer les cartes des vitesses à la sortie du diffuseur (voir figure 12).

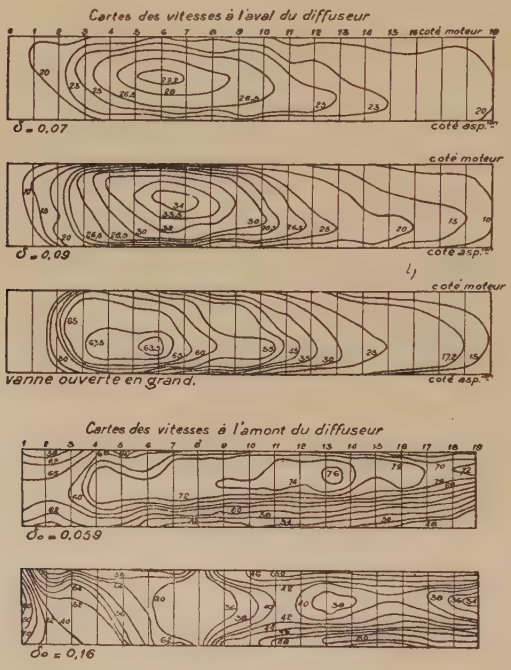

Fig. 12.

L'examen de celles-ci permet de faire les remarques suivantes :

I. — La veine n'est pas exactement centrée, mais légèrement déportée vers le flasque côté aspiration.

Ce phénomène semble être dû à la dissymétrie provoquée par la fuite à l'ouïe de la roue qui ne se produit pas sur son autre face où, au contraire, a lieu une légère rentrée d'air.

II. — Il est intéressant de comparer ces cartes de vitesses avec les essais à la peinture dans le cas où les

diverses expériences ont été menées pour des δ_0 très voisins.

a) $\delta_0 = 0{,}07$. — L'essai à la peinture permettait d'observer un décollement sur l'extrados de l'aile. La carte des vitesses donne le même renseignement, de plus, elle nous permet d'affimer qu'il n'y a pas de retour d'air, la diminution des vitesses étant graduelle et ne présentant aucun trou.

b) $\delta_0 = 0{,}09$. — Le débit augmente, la vitesse croît nécessairement, ce que l'on constate. Ce régime étant très voisin du point optimum, la répartition des vitesses devient uniforme, l'essai à la peinture ne présentait aucun décollement.

c) *Vanne ouverte.* — La carte des vitesses et l'essai à la peinture montrent un décollement très accentué sur l'intrados de l'aile du diffuseur.

Sondages à l'amont du diffuseur. Cartes des vitesses.

Des sondages à l'amont du diffuseur ont été exécutés par un procédé analogue à celui utilisé pour les sondages à l'aval et en prenant les mêmes soins. Ceux-ci seront utilisés ultérieurement lors du calcul du rendement de la roue seule.

A la figure 12, ont été reportées deux cartes des vitesses absolues.

On peut constater que la dissymétrie signalée lors de l'examen des cartes de vitesses à la sortie du diffuseur n'est pas aussi marquée, car les sondages ont été exécutés à la sortie de la roue, et l'écoulement des filets fluides n'est pas encore influencé par les fuites côté aspiration et côté moteur.

La carte des vitesses absolues se rapportant au $\delta_0 = 0{,}16$ est particulièrement mauvaise. Ce résultat ne saurait étonner car la roue fonctionnait à grand débit pour lequel le rendement est faible.

Détermination de la courbe de fonctionnement de l'appareil.

Les relevés exécutés ont permis de calculer, comme il a été indiqué au chapitre premier, la hauteur dyna-

mique, et à l'aide des autres lectures, on a pu déterminer la hauteur donnée par l'ensemble roue-diffuseur, ainsi que le débit et la puissance absorbée.

Il était alors très aisé de calculer le coefficient de débit δ_0 à l'entrée de la roue, le coefficient μ et le rendement interne ρ_i en chaque point.

Les résultats de ces essais à différents δ_0 sont reportés sur les graphiques 13 et 14. A la planche 13, on a représenté les courbes μ et et ρ_i en fonction dè δ_0 tandis que les courbes des hauteurs exprimées en mètres de fluide et de rendement interne en fonction des mêmes δ_0 ont été tracées à la planche 14.

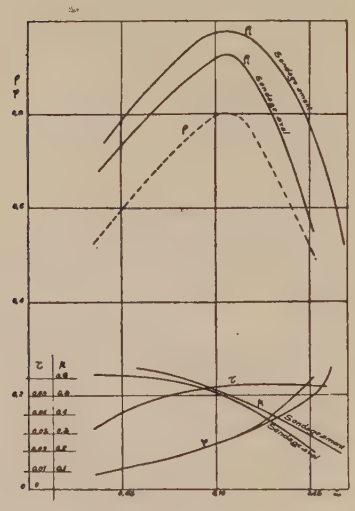

Fig. 13.

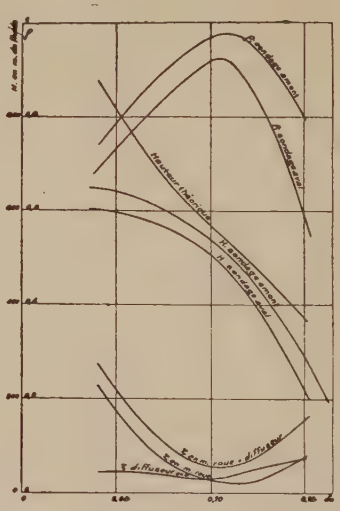

Fig. 14.

Sur le premier de ces deux graphiques, nous avons de plus reporté les courbes de puissance τ et d'ouverture φ, et nous trouvons ainsi rassemblées toutes les caractéristiques du ventilateur d'essai.

La courbe de rendement global ρ, obtenue par l'introduction dans la puissance prise par le ventilateur des pertes par frottement des flasques de la roue, a également été reportée sur la même planche.

Remarque. — Ces courbes ne peuvent être comparées sans précautions à celles obtenues dans la pratique,

car on ne doit pas oublier que ce ventilateur d'essai ne comporte pas de volute. Les pertes dans la volute doivent venir en déduction de la hauteur recueillie et aussi, par conséquent, du rendement obtenu.

Dans le tableau ci-après, nous avons consigné les résultats de nos calculs exécutés au moyen des sondages aval.

δ_0	H en mètres de fluide	μ	Wi interne ch	ρi	τ	φ
0,0374	605	0,609	3,06	0,677	0,0336	0,0339
0,0575	591	0,396	4,1	0,762	0,0449	0,0526
0,0757	571	0,575	4,64	0,843	0,0517	0,0705
0,0947	530	0,524	5,07	0,91	0,0545	0,0925
0,116	447	0,4505	5,35	0,912	0,0574	0,1222
0,1163	450,5	0,452	5,35	0,915	0,0576	0,1227
0,122	388	0,391	5,46	0,842	0,056	0,138
0,151	204	0,2055	5,46	0,554	0,056	0,2335
0,152	201	0,2025	5,46	0,567	0,0543	0,2395

Calcul du rendement de la roue seule.

Par une méthode semblable en tous points à celle qui a été employée pour le dépouillement des résultats à l'aval du diffuseur, nous avons calculé et tracé les courbes μ, ρ_i, τ et φ, et H en mètres de fluide en fonction de δ_0 (voir les figures 13 et 14).

Le tableau ci-après résume les résultats obtenus lors des divers essais exécutés à l'amont du diffuseur.

δ_0	H en mètres de fluide	μ	Wi interne ch	ρi	τ	φ
0,057	633	0,639	4,18	0,828	0,0455	0,0522
0,093	518	0,522	5,04	0,887	0,055	0,091
0,093	560	0,563	5,06	0,967	0,054	0,0875
0,1146	480	0,4845	5,36	0,98	0,0566	0,1165
0,1244	410	0,414	5,40	0,905	0,0569	0,137
0,1578	260	0,262	5,44	0,743	0,0557	0,218
0,16	101	0,184	5,46	0,529	0,0558	0,264

Triangles des vitesses à la sortie de la roue.

Il est difficile, comme on l'a fait remarquer précédemment, de relever avec exactitude l'angle formé par la direction de la vitesse périphérique U avec la vitesse absolue V, calculée au moyen des enregistrements, aussi le tracé des triangles à la sortie de la roue ne peut être donné qu'à titre indicatif.

Dans le tableau reproduit ci-dessous, sont résumés les différents relevés et calculs.

δ_0	α	Δp mm	V m : s	W m/s
0,057	10	348	74,5	30
0,077	13	176	53	48,5
0,12	20	160	50,5	56
0,16	25	100	40	66

La détermination des vitesses V et W peut être obtenue avec plus de précision en partant des courbes δ_0, μ, ρ_1 et de la formule.

$$Vu = \frac{g.Hth}{u}$$

V_u est la projection de la vitesse V sur la direction de la vitesse tangentielle U.

Pour les mêmes δ_0 que précédemment, le résultat des calculs est résumé dans le tableau suivant :

δ_0	Vu m : s	Vax : s	W m : s	V m : s
0,057	76,5	7,4	23,4	77
0,077	62,8	10,0	37,35	63,5
0,12	42,8	15;6	52,2	51,3
0,16	33,4	20,8	68,7	39,25

Les valeurs obtenues pour les vitesses V par les deux méthodes sont assez rapprochées sauf pour le $\delta_0 = 0{,}077$, les valeurs de W présentent des écarts beaucoup plus élevées, ces écarts sont dus au fait de l'imprécision du relevé des valeurs de l'angle, car la sonde ne peut être considérée comme placée dans un écoulement sensiblement homogène malgré sa petitesse ($\varphi = 2$ mm.), et quand on la fait tourner sur elle-même la distance du trou de sonde au centre de la roue varie. Du fait du ralentissement normal des vitesses dans le vortex à la sortie de la roue, il y a une variation de pression naturelle entre deux positions de la sonde situées à un même angle de part et d'autre de la direction d'un filet fluide.

Néanmoins, le maximum a des chances d'indiquer grossièrement la direction des filets fluides eu égard à la petitesse de la sonde utilisée.

Les triangles de vitesses sont reproduits à la figure 15.

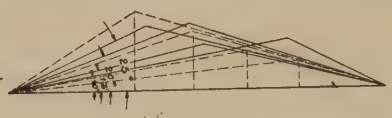

Fig. 15.

— En traits pleins, les triangles obtenus par la première méthode.

— En pointillés, les triangles obtenus par la deuxième méthode.

Comparaison entre les essais précédents.
Pertes dans le diffuseur.

Afin de pouvoir se rendre compte, par simple comparaison de la valeur des pertes dans le diffuseur, il a été reporté à la figure 14 les courbes de H et ρ_i en fonction de δ_0. Sur le même graphique, nous avons tracé les courbes de pertes à l'aval et à l'amont du diffuseur et les pertes dans le diffuseur exprimées en mètres de fluide.

La connaissance du rendement interne ρ_i nous permet de déterminer la hauteur théorique

$$H_{th} = \frac{H}{\rho_i}$$

Cette courbe est sensiblement rectiligne dans la partie des δ_0 moyens et élevés, comme le veut la théorie élémentaire des roues centrifuges, mais s'en écarte très sensiblement dans la zone des faibles δ_0.

Par l'examen des deux premières courbes de pertes, on voit que le diffuseur est sensiblement adapté correctement (en fait, le minimum des pertes semble être très légèrement à gauche du point d'adaptation de la roue, roue adaptée à $\delta_0 = 0{,}115$ et roue-diffuseur à $\delta_0 = 0{,}105$ environ).

Remarque. — Comme on le sait, le maximum de la courbe de rendement (ce maximum correspond au point B de la figure 16), se trouve très légèrement à gauche du minimum des pertes (point A de la figure).

Le point où les pertes sont minimum est donné par le point de tangence de la courbe des hauteurs avec une parallèle à la droite de hauteur théorique.

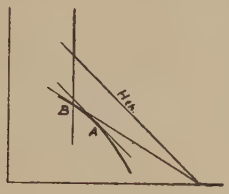

Fig 16.

En fait, la différence est pratiquement insensible dans le cas présent.

La courbe des pertes dans le diffuseur obtenue par la différence des deux courbes de pertes précédentes, marque un léger minimum vers $\delta_0 = 0{,}10$ et *croît ensuite très rapidement lorsque le* δ_0 *croît,* ce qui est en concordance avec les décollements trouvés à ces régimes.

Ci-dessous un tableau où sont rassemblées les résultats de nos calculs.

δ_0	H théorique	H roue + diffuseur mètres	perte roue + diffuseur mètres	H roue mètres	perte roue mètres	ζ dans le diffus. en m
0,04	875	604	271	647	228	43
0,06	756	590	166	633	123	43
0,08	648	558	90	593	55	35
0,1	566	510	56	540	26	30
0,12	486	422	64	466	20	44
0,14	415	294	121	360	55	66
0,15	372	217	155	292	80	75

Il est à remarquer que les pertes dans la roue semblent varier plus vite que celles dans le diffuseur quand on s'écarte du point d'adaptation.

Elles sont très supérieures à celles du diffuseur seul. Il est à noter que cette installation ne comprenait pas de volute et que dans la pratique, les pertes provoquées par ce dernier appareil sont comptées dans celles du diffuseur.

Relevé des pressions statiques sur les parois du joint entre la roue et le diffuseur.

A l'aval du diffuseur, les enregistrements indiquent une dissymétrie, alors que l'on était en droit d'espérer une répartition régulière, la forme générale des relevés est représentée sur la figure 17.

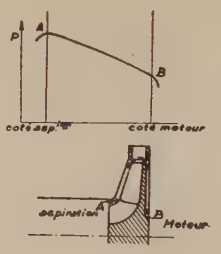

Fig. 17.

Le phénomène peut s'expliquer, à notre avis, de la façon suivante :

Du côté du moteur, on a une aspiration par le joint de la plaque de garde du diffuseur, tandis que du côté aspiration, la pression dans le diffuseur est supérieure à celle de l'ouïe, donc il y a une fuite en sens inverse. Du côté A, on a, par conséquent, une chute de pression et du côté B un accroissement de pression.

Afin d'étudier d'une façon plus approfondie le phénomène, il a été décidé de relever la pression statique à l'entrée du diffuseur. A cet effet, l'on a placé à la base du diffuseur et sur la plaque de garde 15 prises statiques réparties sur trois cercles concentriques.

Les relevés à différents débits sont reportés dans le tableau ci-dessous.

Remarque. — Dans le tableau, les dépressions sont indiquées en mm. d'eau.

Côté moteur

Ouverture	Cercle extérieur					Cercle du milieu					Cercle intérieur				
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
76	— 83	—105	—130	—165	—200	—185	—130	— 140	—150	—174	—205	—150	—148	—155	—190
78	— 73	—130	—152	—200	—175	—170	—160	— 166	— 173	— 185	—177	—167	— 185	—175	—205
81	— 70	— 101	—105	—115	—140	—117	— 121	—124	— 128	—136	—125	125	—157	—131	—135
85	— 88	— 60	— 44	— 44	— 59	— 40	— 60	— 58	— 80	— 64	— 55	— 63	— 85	— 65	— 77
87	— 77	— 24	0	+ 9	0	— 10	+ 20	— 17	— 32	— 10	— 8	— 17	— 75	— 15	— 36
148	— 74	+ 133	+ 195	+ 228	+247	+207	+156	+178	+ 175	+217	+ 190	+155	+ 177	+185	+175

Côté aspiration

Ouverture	Cercle extérieur					Cercle du milieu					Cercle intérieur				
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
76	— 40	— 85	—120	—150	—205	—205	—130	—130	—150	—180	—210	—150	—145	—165	—190
78	— 52	—116	—150	—169	—204	—160	—145	— 152	—174	—194	—165	—155	— 169	—185	— 200
81	— 90	— 95	— 113	—120	—143	—102	—110	—111	— 130	— 141	—110	—115	—127	—139	—145
85	—136	— 56	— 55	— 50	— 62	— 29	— 55	— 53	— 60	— 65	— 40	— 60	— 70	— 73	— 73
87	—185	— 25	— 11	+ 3	— 2	+ 21	— 15	— 11	— 15	— 14	+ 10	— 20	— 25	— 25	— 20
148	—272	+126	+ 181	+221	+246	+227	+158	+181	+ 192	+ 215	+218	+ 164	+164	+174	+195

Leur examen permet de vérifier les hypothèses précédemment émises.

En outre, ces essais nous ont donné une indication très intéressante pour le cas de fonctionnement à grands débits. En effet, nous relevons une pression statique supérieure à la pression atmosphérique; nous pouvons donc conclure qu'à grand débit, le diffuseur provoque une perte de charge supérieure à la récupération de pression qu'il produit.

CHAPITRE III

ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT A L'INTÉRIEUR DE LA ROUE

But des essais.

Les essais décrits jusqu'à présent ont eu uniquement pour but l'analyse de l'écoulement à l'intérieur d'un diffuseur centrifuge et l'étude de son fonctionnement à différents régimes.

Il a paru intéressant de prolonger ces essais en sondant en marche la roue du ventilateur afin d'obtenir expérimentalement des informations sur l'écoulement du fluide à l'intérieur de ses canaux.

Le problème ainsi posé, très simple en théorie, s'est révélé excessivement complexe et nous nous sommes heurtés à d'assez grandes difficultés pratiques.

Comme on le verra ultérieurement, nous avons pu effectuer des sondages de vitesse à la sortie de la roue en marche et de mesurer les pressions statiques dans les flasques latéraux de ses canaux.

Il eut été souhaitable de réaliser la visualisation de l'écoulement dans la couche limite le long des parois de la roue, comme il a été pratiqué pour le diffuseur. Par suite des difficultés pratiques qui en résultaient, on n'a pu mettre ce projet à exécution.

Les essais à la peinture entièrement fructueux pour les aubes fixes ne peuvent être étendus aux aubages mobiles par suite de la centrifugation de la peinture qui se produirait pendant la rotation.

A. — *Sondages à la sortie de la roue.*

Dispositif d'essai.

Nous n'avons apporté aucune modification à l'installation générale qui a été décrite longuement au début du rapport d'essai sur les diffuseurs centrifuges. Seuls, sur certains points de détail, quelques changements ont été opérés.

Mais, comme nous avons rencontré au cours des modifications de grandes difficultés, en particulier dans la mise au point du dispositif de prise de pression, nous avons cru intéressant de décrire ici rapidement les divers changements qui ont été apportés successivement à notre plan initial.

A la figure 18, est reproduit le dispositif réalisé initialement.

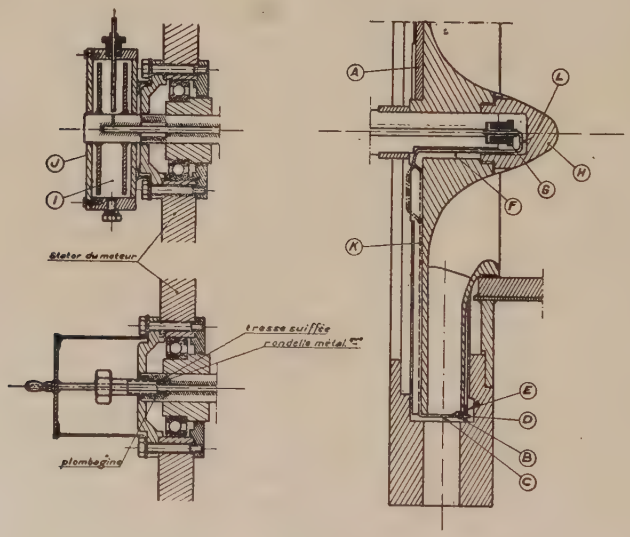

Fig. 18.

Nous constatons que les principales modifications prévues étaient :

I. — *A la roue :*

a) Une plaque d'acier A de 6 millimètres d'épaisseur est rendue solidaire de la roue par deux goujons.

b) Sur cette plaque est fixé le dispositif de prise de pression B qui comprend :

1° Un tube de cuivre C de 2 millimètres de diamètre extérieur et dont l'extrémité recourbée servira de prise totale.

2° Une tige d'acier D rendue solidaire de la plaque A par soudure et dont l'autre extrémité glisse dans une rainure pratiquée dans un anneau circulaire rapporté, placé du côté de l'aspiration.

Pour explorer axialement, on diminuait la longueur du tube de prise de pression.

Le tube C cheminait de la périphérie au moyeu de la roue dans une rainure pratiquée à cet effet dans la plaque A.

II. — *A l'arbre du moteur :*

a) *Côté aspiration.* — Du côté aspiration, le moteur porte une rainure F dans laquelle a été placé le tube C après avoir subi 3 coudes brusques nécessités par la construction de la roue.

L'arbre percé d'un bout à l'autre était mis en communication avec le tube de cuivre par un presse-étoupe G après que celui-ci a été à nouveau coudé deux fois.

b) L'autre extrémité de l'arbre était mise en communication avec la boîte de prise de pression.

III. — *Boîte de prise de pression :*

Comme toutes les pièces que nous venons de décrire étaient en rotation au cours des essais (solidaires de la roue et de l'arbre), nous avons songé à faire une boîte de pression à joint hydraulique I reliée à un manomètre.

Le principe en était le suivant :

Deux plaques en fer ont été soudées parallèlement entre elles sur un embout vissé à l'extrémité de l'arbre.

Les deux plaques ont été entourées par une boîte cylindrique étanche à la périphérie, de diamètre légèrement supérieur à celui des plaques, à moitié remplie d'eau et laissant en son centre passer les deux extrémités de l'embout. En marche, il se formait donc à la périphérie de la boîte, un joint hydraulique absolument étanche et ainsi la chambre située entre les deux pla-

ques parallèles était isolée de l'extérieur. Un perçage radial a été exécuté dans l'embout entre ces deux plaques, il mettait donc en communication la chambre avec le perçage axial de l'arbre du moteur balance, et, par suite, avec la prise de pression totale.

A ce moment, pour connaître la pression au refoulement de la roue, il nous suffisait de pouvoir mesurer la pression de la chambre, problème simple, résolu par l'introduction à l'intérieur d'un tube de cuivre relié à un manomètre à eau.

Mise au point du dispositif.

Théoriquement, la solution que nous venons de décrire semblait, sinon parfaite, du moins devoir donner satisfaction. Dès les premiers relevés, des incidents se produisirent dans l'appareil de prise de mesure et dans la roue.

Bien que les modifications envisagées pour corriger les défauts ont été exécutées en même temps sur ces deux pièces de l'appareil, nous croyons, pour plus de clarté, devoir les traiter séparément et non pas les imbriquer dans un récit chronologique.

I. — *Appareil de prise de pression :*

Aux premières mises en marche, nous constatâmes que, sans changer aucun réglage à l'ensemble de l'installation, le manomètre de prise de pression nous indiquait constamment des valeurs différentes.

Après vérification de tous les joints et épreuve à l'arrêt du circuit, les mêmes phénomènes se reproduisirent, nous en avons déduit que ces variations pouvaient être dues à une fuite dans la boîte de prise de mesure, l'anneau d'eau ne se formant qu'imparfaitement ou n'étant pas assez nourri, laissait des rentrées d'air.

Afin de se rendre compte du phénomène, la plaque J, primitivement en acier, a été remplacée par une glace. Après mise en marche, nous pouvons constater que nos erreurs étaient dues à une toute autre cause, l'anneau d'eau était absolument parfait.

Au cours des démontages déjà très nombreux effectués depuis le début de la mise au point, nous avions remarqué qu'une faible quantité d'eau se trouvait à

l'intérieur de l'arbre du moteur. Les variations de lectures provenaient vraisemblablement de ces gouttelettes qui se trouvaient dans les petites tuyauteries.

Ce phénomène surprenant au premier abord, peut s'expliquer facilement.

L'eau contenue dans la boîte H était soumise au frottement des deux plaques parallèles et des parois, d'où échauffement important du liquide, puisque au bout de quelques minutes de fonctionnement, la main ressentait une sensation assez vive de brûlure au contact de cette boîte.

De plus, la chambre était en dépression de 500 millimètres d'eau environ. Ces deux phénomènes jouant dans le même sens facilitaient l'évaporation de l'eau qui allait se condenser plus loin dans les tuyauteries.

Deux remèdes pouvaient être employés :

a) *Augmentation de la pression à la sortie de la roue.*

Celle-ci pouvait être produite en entourant le diffuseur d'une volute et en vannant à la sortie de celle-ci, solution qui n'a pu être retenue, l'instalaltion ne pouvant recevoir un tel dispositif.

b) *Refroidissement de l'eau : joint métal sur métal.*

Cette solution a été envisagée en créant à l'intérieur de la boîte I, un courant d'eau froide. Les résultats n'ont pas été encourageants.

Nous étions donc amenés, par la force des choses, à supprimer le joint hydraulique et nous avons alors étudié et mis au point un joint mécanique représenté à la figure 18.

Le principe consistait en un tube de cuivre de faible diamètre (diamètre extérieur : 4 millimètres) placé à l'intérieur d'un boulon percé et vissé en bout de l'arbre du moteur.

Le tube avait été choisi en cuivre plutôt qu'en acier et les pattes de fixation sur le mofeur, avaient été faites en tôle très mince, afin que l'ensemble possédat une certaine élasticité.

Nous avons encore rencontré des difficultés dans la réalisation d'un joint étanche, mais le frottement du tube de cuivre contre de la plombagine permit de réaliser entre ces deux corps la formation de deux glaces parfaitement polies et qui assurèrent un joint étanche mé-

tal sur métal qui nous donne entière satisfaction au cours des essais.

La vitesse de rotation ne pouvant plus être lue à présent, à l'aide d'un tachymètre, nous la relevâmes à l'aide d'un stroboret.

II. — *Roue :*

Les principaux incidents occasionnés par le montage de la prise de pression dans la roue sont dus à deux causes principales :

A. Le grand nombre de coudes à 90° dont certains très rapprochés les uns des autres, que l'on a modifié au maximum au cours des essais.

B. Les déplacements nombreux de la plaque A par rapport à la roue (déplacements nécessaires pour l'exécution des sondages) cisaillaient à la longue le tube de cuivre.

De nombreuses ruptures se produisirent également dans la partie L de la tuyauterie, car une torsion importante était donnée au tube pendant le serrage du presse-étoupe.

Principe des sondages.

Avant de commencer les sondages, il importait en premier lieu de définir la position que l'on donnerait nécessairement au pitot.. Nous avons déjà vu précédemment que le dispositif utilisé permettait le sondage sur toute la longueur d'un canal.

Nous avons décidé de faire trois sondages dans la largeur du canal (voir figure 19).

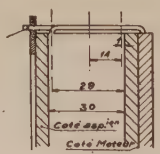

Fig. 19.

A cet effet, le pitot a été placé contre le flasque de la roue côté aspiration, sa position étant repérée par rapport à la face intérieure de la roue côté moteur.

Nous lisons donc que la distance du pitot à cette face est de 29 millimètres.

L'essai a été exécuté pour 5 delta différents, à chaque delta une traversée sur toute la longueur du canal a été opérée, cette dernière comprenant une dizaine de relevés.

Le même mode opératoire a été ainsi employé pour trois positions transversales du pitot de prise totale 29, 14 et 1 millimètres.

Mesures effectuées

I. — *Détermination du débit :*

Par la méthode lors du tracé des courbes μ, δ_0 et φ_1 du diffuseur et de la roue, nous ne la décrivons donc plus ici.

II. — *Détermination de la hauteur :*

La connaissance de la pression à l'amont et à l'aval de la roue, nous était nécessaire pour la détermination de la valeur de la hauteur en chaque point.

La pression à l'aspiration était obtenue par la prise totale placée à l'ouïe de la roue comme pour les essais de diffuseur.

La pression au refoulement de la roue, par le pitot de prise totale solidaire de celle-ci.

III. — *Mesure de la vitesse relative à la sortie de la roue :*

Pour déterminer celle-ci avec toute la rigueur désirable que nous aurions voulu obtenir, il aurait fallu pouvoir mesurer la pression statique en chaque point de sondage. Malheureusement, cette condition ne peut être réalisée, étant donné que :

1° le dispositif ne permettait pas de mettre une deuxième prise dans la roue;

2° Si une prise totale a un grand angle d'adaptation, il n'en est pas de même d'une prise statique.

Nous nous sommes alors basés, pour le calcul, sur la valeur indiquée par les prises statiques placées sur les parois du diffuseur à la hauteur de la sortie de la roue.

Méthode de dépouillement.

I. — *Calcul de la pression totale à la sortie de la roue:*

La hauteur donnée par la roue est égale à la différence des pressions totales relevées à l'amont par un pitot fixe et à l'aval de celle-ci par le pitot de sondage. Une correction était à apporter à l'indication du manomètre de pression au refoulement, due à l'action de la force centrifuge dans le tube rayonnant allant de la périphérie au moyeu de la roue :

II. — *Calcul de la vitesse relative d'écoulement :*

La vitesse d'écoulement en chaque point est déterminée par la connaissance de la pression statique et de la pression de refoulement à la sortie de la roue.

Nous avons en effet :

$$\frac{V^2}{2g} = P_{tot} - P_{stat}$$

III. — *Calcul du débit :*

Comme lors des essais du diffuseur, nous avons calculé le δ_0 à l'entrée de la roue.

Pour chaque série de sondages, nous laissons la position du cône fixe et nous obtenions en conséquence des très peu différents les uns des autres. Un δ_0 moyen a été ensuite choisi qui a été affecté à l'ensemble du sondage.

Résultat des essais.

Le pitot a donc été placé en trois positions transversales différentes que nous désignerons par la suite par positions 29, 14 ou I. Ces nombres indiquent, comme nous l'avons vu précédemment, la distance de l'axe du pitot à la paroi intérieure de la roue côté moteur.

Pour chacune de ces trois positions, un canal a été sondé, le ventilateur fonctionnait à cinq débits différents et à la vitesse constante de 3.800 tours par minute.

Les résultats ont permis de tracer les graphiques 20, 21 et 22 où la hauteur et la vitesse relatives sont tracées pour les différents δ_0 en fonction de leurs coordonnées.

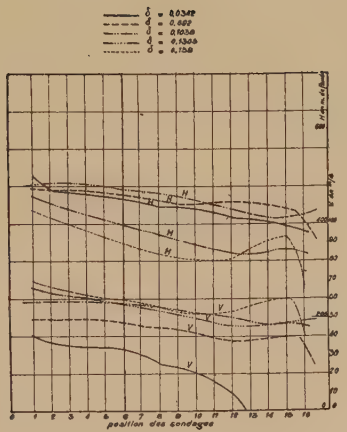

Fig. 20.

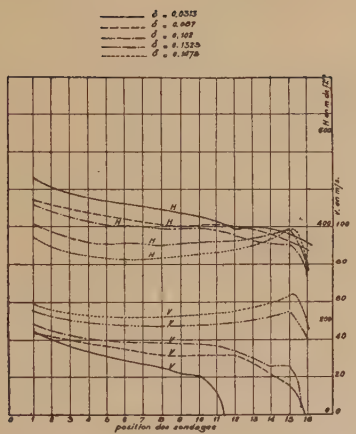

Fig 21.

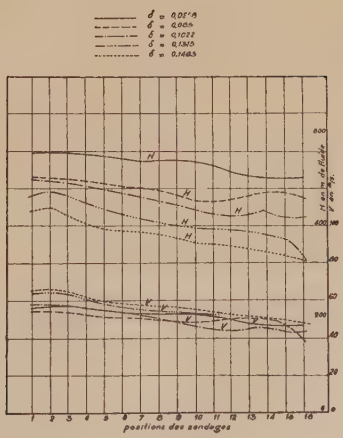

Fig. 22.

Examen des graphiques.

L'examen des courbes tracées sur les graphiques 20, 21 et 22 permet de faire les remarques suivantes :

I. — Il a été regrettable que du fait de l'épaisseur des ailes, du pitot et d'une marge de sécurité gardée constamment afin d'éviter que les chocs d'une aile contre l'extrémité du pitot ne le détériore, il nous a été impossible de sonder l'écoulement plus près de son extrêmité et d'étudier ainsi les phénomènes qui se produisent dans la couche limite.

II. — La pression qui règne au-dessus de l'aile est supérieure à celle régnant en dessous et entre ces deux positions, celle-ci décroît graduellement lorsqu'on parcourt un canal.

III. — Pour certains essais et notamment pour les sondages.

Position du pitot	δ_0
29	0,092
29	0,1038
29	0,1305
29	0,159
14	0,1325
14	0,1475

il est à remarquer que la pression s'élève parfois brusquement près du dessous de l'aile.

Nous pensons que ce phénomène peut s'expliquer de la façon suivante :

Comme nous l'avons dit au paragraphe II, il existe une différence de pression entre les deux faces d'une aile de la roue, à la sortie de celle-ci l'équilibre des pressions tend à s'établir et c'est ce phénomène qui provoque, près de l'arête une augmentation assez rapide de la vitesse.

Cette variation est suivie d'une chute brusque car l'écoulement est alors soumis à une autre action, celle de la couche limite, ce que nous constatons dans la majorité des relevés.

IV. — Aux faibles δ_0 particulièrement, il est à men-

tionner le fait que la vitesse s'annule, ce phénomène ne semble pas anormal, car à ces débits, les canaux ne sont entièrement remplis et des retours se produisent dans l'écoulement.

V. — Si nous comparons sur un même graphique la variation des courbes en fonction du δ_0, nous constatons que la hauteur croît lorsque le δ_0 diminue et que pour la vitesse, la variation joue en sens inverse. Nous vérifions ainsi la loi de variation de la courbe des μ représentée à la figure N° 13 du rapport sur les diffuseurs centrifuges. La vitesse étant une fonction proportionnelle au débit varie toujours dans le même sens que celui-ci.

VI. — Nous avons constaté que dans toute la longueur d'un canal, la variation de hauteur et de vitesse relative est très progressive et que pour les δ_0 optimum, le centre du canal ne présente alors qu'une variation de hauteur très faible.

Tracé des courbes de sondage à δ_0 constant.

Afin d'interpréter plus facilement les résultats obtenus, il était utile de tracer les courbes de sondages aux positons 29, 14 et 1 pour un même δ_0.

Nous allons donc reporter sur un graphique, les courbes des sondages relatifs à un même δ_0. Une correction doit d'ailleurs être faite. Malgré tout le soin que nous avons apporté dans le réglage du cône, il a été impossible de retrouver pour chaque essai le même débit. Nous choisirons, en conséquence, un δ_0 moyen et les valeurs de H et de la vitesse relatives seront corrigées.

Les vitesses seront modifiées dans le rapport des δ_0 puisqu'elles varient comme les débits volumes.

Pour les hauteurs, la correction apportée ne sera pas absolument exacte, bien que l'approximation faite en est très acceptable. En effet, nous ferons varier les hauteurs dans le rapport des ordonnées de la courbe de μ du graphique N° 13. Dans ce cas, nous assimilons la portion de courbe comprise entre deux δ_0 très voisins à une droite, nous ne nous écartons pas d'une façon très sensible de la réalité, nous pouvons considérer les résultats comme corrects.

Nous avons mis en courbe sur les graphiques N°s 23, 24 et 25 les résultats des calculs.

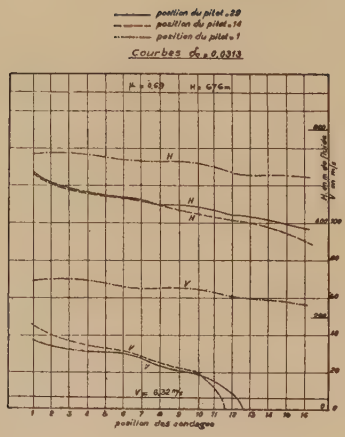

Fig. 23.

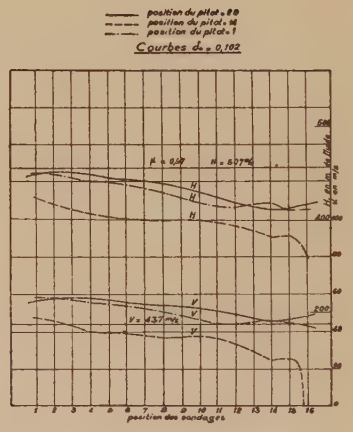

Fig. 24

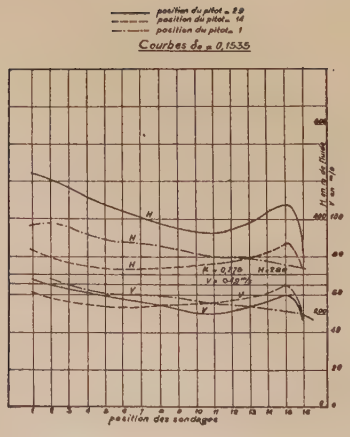

Fig. 25.

Examen des courbes à δ_0 constant.

I. — Dès le premier examen des courbes à δ_0 constant, nous observons que dans tous les cas, les valeurs des hauteurs pour le sondage 14 sont toujours inférieures à au moins un des deux sondages extrêmes 1 et 29.

On peut donner facilement une explication de ce phénomène.

A l'intérieur d'une roue, la vitesse mesurée est la vitesse relative qui à l'intérieur de la couche limite tend vers une valeur nulle, de sorte qu'à la sortie de la roue. la vitesse absolue près des ailes est supérieure à celle du centre du canal, et en conséquence, on peut écrire l'inégalité suivante :

$$H \text{ couche limite} > H \text{ canal.}$$

Remarque. — Puisque près des aubes la vitesse relative tend vers une valeur nulle, on peut assimiler cette région du canal à une zone de fonctionnement à $\delta_0 = 0$ donc le μ correspondant est supérieur au μ normal.

II. — Sur le graphique N° 13, nous avons relevé les μ pour les différents δ_0 et reporté la valeur des hauteurs correspondantes sur les graphiques 23 à 25, celles-ci devraient normalement être la représentation de la hauteur moyenne.

Nous constatons que pour le $\delta_0 = 0{,}0313$, la hauteur obtenue par sondage à l'amont du diffuseur est très supérieure à celle que l'on devrait atteindre par intégration des courbes de hauteur tracées après le sondage de la roue. (Cette intégration ne peut être faite à cause de l'imprécision que l'on a obtenue dans le tracé des courbes près des deux parois des ailes, les relevés n'ayant pu être effectués dans ces régions pour les raisons qui ont été expliquées précédemment).

Nous observons que, lorsque le δ_0 augmente, cette différence diminue. Pour $\delta_0 = 0{,}13$ les deux valeurs des hauteurs doivent être à peu près comparables et la différence change de sens pour les δ_0 plus élevés.

On se trouve donc en présence d'une règle générale de variations.

Une explication satisfaisante de ce phénomène n'a pas été trouvée.

On peut incriminer l'utilisation d'un pitot de direction fixe.

Aux faibles δ_0 comme aux grands débits, l'écoulement est très mauvais (courants de retour, décollements), donc l'orientation des filets fluides, loin d'être homogène, change de sens et il est donc impossible d'obtenir un résultat satisfaisant avec des sondages faits avec un pitot non orientable. Mais, en contre-partie, il semble irréalisable de les faire avec un pitot muni d'un dispositif de relevé d'angle.

Cependant, on ne devrait toujours trouver que des valeurs pour les hauteurs inférieures aux valeurs réelles. Or, d'après les essais, cette condition n'est pas remplie lorsque le δ_0 est grand.

Il faut signaler également que l'écoulement dans une machine ne peut être permanent du fait du passage successif des ailes de la roue devant les ailes du diffuseur.

Au voisinage du δ_0 normal, les ailes du diffuseur sont bien orientées et la perturbation apportée par ces dernières est minimum, tandis qu'elle devient très importante aux autres régimes et provoque par moment de véritables bouchages des canaux de la roue.

Le pitot de sondage opère, en conséquence, une moyenne dans le temps. Il est impossible, à notre avis, de connaître la loi suivie par le pitot dans l'établissement de cette moyenne, et nous croyons que l'on peut attribuer en majeure partie à ces phénomènes les différences constatées.

Calcul des vitesses relatives.

Après les essais de rendement du diffuseur centrifuge, nous eûmes la possibilité de tracer la courbe des hauteurs théoriques en fonction du δ_0 (voir figure N° 14).

Cette courbe va nous permettre de calculer les valeurs de la vitesse relative pour les trois δ_0 considérés dans le cas présent, c'est-à-dire pour $\delta_0 = 0.0313$, 0,102 et 0,1535.

En effet, dans le triangle de sortie d'une roue centrifuge, nous pouvons écrire les relations suivantes :

$$Vu = \frac{g.Hth}{U} \qquad Vr = \frac{Q}{S}$$

d'où la vitesse relative W.

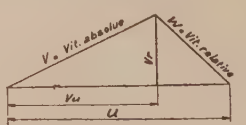

Fig. 26.

Pour la roue considérée :

$$S = \pi \times 0{,}495 \times 0{,}03 = 0{,}0467 \text{ m}^2.$$

Le tableau suivant résume nos calculs :

δ_0	0,0313	0,102	0,1535
Vu m : s	93,4	56	36,2
Vr m : s	3,87	12,67	19,05
W m : s	6,32	43,7	64,9

Nous avons reporté ces valeurs sur les graphiques correspondants (23 à 25).

Bien que l'intégration des trois courbes de vitesses obtenues pour chaque δ_0 soit rendue impossible pour les raisons que nous avons exposées précédemment dans le paragraphe relatif aux hauteurs, nous pouvons comparer approximativement les résultats obtenus par le calcul et les relevés dans la roue, bien qu'à notre grand regret, nous ne puissions mettre en regard deux chiffres.

D'une manière générale, la loi de variation observée dans le cas des hauteurs se retrouve pour les vitesses.

Cependant, il est évident qu'aux faibles δ_0, les décollements soient importants et le calcul d'une vitesse moyenne est impossible. Donc, nous ne pouvons être surpris de la valeur de 6 m. 32 trouvée.

Lorsque le δ_0 croît, les vitesses indiquées par le calcul et par l'expérience semblent coïncider, mais lorsque le δ_0 augmente encore, les valeurs calculées par les vitesses relatives sont, sans aucun doute, trop élevées. Nous pourrions ainsi répéter les remarques faites après l'axamen des courbes de hauteur.

Si on trace les triangles calculés plus haut, afin d'observer les variations de ceux-ci avec le débit. Nous remarquons que pour les $\delta_0 = 0{,}102$ et 0,1535, la direction de la vitesse relative de sortie est constante, tandis que l'angle de cette vitesse avec la direction de la vitesse périphérique est plus élevé pour le cas où $\delta_0 = 0{,}0313$.

Ce résultat est normal. En effet, V_r est proportionnel

au débit volume, donc à δ_0 et V_u à la hauteur théorique puisque la vitesse de rotation du ventilateur est maintenue constante. Ainsi ,la courbe qui joint les extrémités des vecteurs V_r n'est autre qu'une courbe homothétique de la courbe H_{th}, δ_0 tracée au graphique N °14, et on pourrait constater qu'entre les δ_0 de l'ordre de 0,9 à $\delta_0 = 0{,}1315$, la variation de H_{th} est linéaire.

On constate de même qu'aux δ_0 moyens et élevés, l'angle de la direction moyenne est inférieure à celui de l'aile, le phénomène contraire se produit dans le cas des δ_0 faibles.

B. —*Relevé des pressions statiques dans la paroi de la roue en mouvement.*

Description du dispositif d'essai.

Le point délicat des essais entrepris était de réaliser la liaison entre les prises statiques disposées dans les parois de la roue et un manomètre.

Le dispositif employé a été le même que celui utilisé lors des sondages à la sortie de cette même roue centrifuge et qui a été décrit précédemment (1).

Des prises de pressions statiques au nombre total de 24 ont été réparties le long de cercles concentriques sur toute la surface du canal du rouet. Ces prises étaient constituées d'un trou de faible diamètre percé au travers de flasque de la roue côté moteur, et perpendiculairement à celui-ci. Chaque orifice de prise de mesure a été sucessivement relié par un tube de cuivre de faible diamètre à l'écrou G de la figure 18.

Le montage tel qu'il a été réalisé ne permettait que la liaison d'une seule prise avec le manomètre. Il aurait été très souhaitable de pouvoir obtenir la liaison simultanée de plusieurs prises avec un manomètre multiple. Ce problème réalisable théoriquement pose cependant dans son application à la pratique des problèmes délicats qui n'ont pas été abordés pour l'installation d'essai en cause.

Remarque. — Les relevés ont été exécutés pour le dé-

---

(1) Voir le paragraphe « Dispositif d'essai » du début de ce chapitre et se reporter plus particulièrement à la figure 18.

bit qui correspond à un coefficient de débit voisin du point de fonctionnement optimum.

L'écoulement, dans ces conditions, étant régulier, correspond à une entrée correcte dans la roue et on peut obtenir l'écoulement théorique par le calcul et comparer les résultats obtenus expérimentalement avec ceux-ci, ce qui n'aurait probablement pu être fait pour d'autres points de fonctionnement, par suite des décollements ou irrégularités provoqués par une mauvaise attaque de l'entrée des ailes.

Tracé théorique des courbes de répartition des pressions dans un canal de la roue mobile.

D'après le théorème de Bernoulli en mouvement relatif, la différence de pression statique ou la différence d'énergie potentielle entre un point quelconque à l'intérieur de la roue mobile et l'entrée est donné par l'expression :

$$H_{pot\ théorique} = \frac{\overline{U}^2 - \overline{U}^2_1 + \overline{W}o^2 - \overline{W}^2}{2g}$$

dans cette formule :

H_{pot} = énergie potentielle en mètres de fluide;
U = vitesse tangentielle au point considéré en m : s;
U_1 = vitesse tangentielle à l'entrée de la roue en m : s;
Wo = vitesse relative dans l'ouïe de la roue en m : s;
W = vitesse relative au point considéré en m : s;
g = accélération de la pesanteur en m : s².

Cette expression valable pour un fluide parfait doit être complétée dans le cas d'un fluide réel par l'expression des pertes Z^1 dues au frottement et qui ne peuvent être négligées.

L'expression de H_{pot} est finalement :

$$H_{pot\ réel} = \frac{U^2 - U^2 + Wo^2 - W^2}{2g} - Z_1$$

Le caclul dans l'état actuel de la théorie ne permet pas de connaître la valeur de la perte Z^1. Il ne permet donc que la détermination de H_{pot} théorique.

Le calcul de H_{pot} théorique, c'est-à-dire de la pression régnant en un point quelconque d'un canal de la roue mobile, nécessite la connaissance de U et W. Celle de

U résulte de la géométrie de la roue. Il reste à calculer W. Sa valeur résulte dans un calcul élémentaire de la connaissance du débit et de la section du canal au point considéré. Dans un calcul plus exact, il faut tenir compte de la répartition des vitesses et pour cela appliquer les équations de mouvement du fluide dans un canal en rotation.

Il est donc possible de déterminer par le calcul et de tracer les courbes d'égale pression statique.

Il est bien entendu que ce calcul ne peut s'appliquer que dans la région du canal où celui-ci est bien formé, c'est-à-dire dans la région où une normale aux filets rencontre les deux parois opposées. Dans toute la région d'entrée et de sortie des canaux, un tel calcul manquerait absolument de précision et ne peut être appliqué.

Méthode de dépouillement.

Le dépouillement a consisté essentiellement à déterminer la pression statique en chacun des points de relevés.

Comme il a été indiqué dans un chapitre précédent, la pression P exprimée en millimètres d'eau peut s'écrire sous la forme

$$P = P_{atm} + \varpi \frac{U^2}{2g} + \text{dénivellation du manomètre.}$$

P_{atm} = pression atmosphérique exprimée en millimètres d'eau;

ϖ = poids spécifique en kg : m³;

U = vitesse tangentielle au point considéré en m : s.

Résultat des essais.

Le δ_0 de l'essai était égal à

$$\delta_0 = 0{,}1099$$

Ces résultats ont été reportés sur les courbes de la figure 27.

On constate une certaine concordance d'ensemble. Pour certains points, par contre, il existe des différences notables.

Celles-ci peuvent être attribuées soit à l'imperfection des mesures elles-mêmes qui mettent en jeu des causes

d'erreur manifeste du fait du montage relativement complexe qui a dû être utilisé, soit à des différences réelles dans l'écoulement.

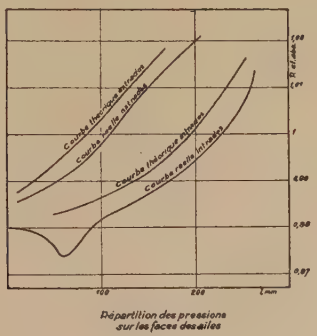

Fig. 27.

Afin de juger et d'expliquer éventuellement ces dernières, il serait toutefois utile que d'autres essais aient permis de vérifier l'existence de différences analogues.

Calcul du couple

Dans un but de comparaison, on a également reporté

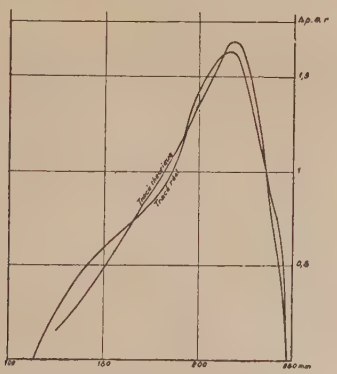

Fig. 28.

sur la figure 28 les valeurs de la répartition du couple sur la roue, en fonction du rayon, celles-ci étant obte-

nues soit d'après la répartition théorique des pressions, soit d'après les relevés.

Au point de vue théorique, la valeur des efforts tangentiels n'a pu être déduite des répartitions des pressions jusqu'à l'extrémité des ailes pour les raisons indiquées plus haut (canal mal formé ne se prêtant pas au calcul). Cette courbe a dû être extrapolée vers l'entrée et la sortie.

L'expression du couple peut se mettre sous la forme

$$C = 9 \int_{R_0}^{R_1} \Delta p . e . R . dR$$

Δp = différence de pression de part et d'autre de l'aile;
e = hauteur de la roue;
R = rayon au point considéré;
R_0 = valeur du rayon à l'aspiration;
R_1 = valeur du rayon à la périphérie;
9 = nombre d'ailes.

La figure 28 représente la variation de la fonction $\Delta\ p.\ e.\ R$ en fonction de R depuis l'aspiration jusqu'à la sortie de la roue dans le cas de l'écoulement réel.

Les valeurs du couple obtenu par cette méthode et pour les deux cas précédents sont :

C théorique = 1,04.
C réel = 1,052.

On obtient dans l'ensemble une assez bonne concordance.

Une autre vérification peut être donnée par le relevé de la puissance au moteur.

Au chapitre II, nous avons vu que la puissance utile à fournir par le moteur au $\delta_0 = 0{,}1099$ est égale à 5,1 chevaux, la vitesse angulaire étant de

$$\omega = \frac{\pi \times 3.800}{30} = 398$$

le couple est de

$$C = 0{,}96 \text{ m : kg}$$

Cette valeur est de l'ordre de celle trouvée précédemment et donne une confirmation aux relevés effectués sur la roue en mouvement, relevés délicats à obtenir comme on l'a fait observer précédemment.

CONCLUSIONS

Les présents essais ont eu pour but de tenter d'étendre aux turbomachines centrifuges les méthodes d'essais et d'investigations couramment utilisées dans les études aérodynamiques et qui ont permis de préciser nos connaissances sur les écoulements autour des profils.

Avant de porter un jugement sur les résultats obtenus, il est judicieux de séparer en deux parties les appareils entrant dans la construction des appareils centrifuges, nous avons, d'une part, un organe fixe : le diffuseur et, d'autre part, un organe mobile : la roue.

On peu dire que les essais effectués sur le diffuseur ont permis de rassembler des faisceaux de renseignements très intéressants et analogues à ce qui a été recueilli dans les essais en soufflerie d'aubages ou de profils d'ailes par exemple.

Par contre, l'étude de la roue a présenté des difficultés expérimentales considérables surtout lorsqu'on a voulu pénétrer dans le détail de l'écoulement à l'intérieur d'un canal du rouet. Ces difficultés ont été provoquées par l'impossibilité de faire les essais à l'arrêt. Si ceux-ci avaient été entrepris dans de telles conditions, les caractéristiques de l'écoulement auraient été considérablement modifiées.

Il résulte de cet état de chose, que les résultats obtenus, bien qu'intéressants en eux-mêmes, ont été assez difficilement contrôlables et par conséquent, difficilement exploitables.

Il n'en reste pas moins que l'intérêt de ces méthodes existe et qu'elles sont particulièrement intéressantes pour analyser les écoulements à la sortie de la roue, à l'amont et à l'aval du diffuseur.

DEUXIÈME THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ

Action sur la Couche limite

Vu et approuvé :
Paris, le 27 Juillet 1945.
Le Doyen de la Faculté des Sciences,
Paul MONTEL.

Vu et permis d'imprimer :
Le Recteur de l'Académie de Paris,
Gustave ROUSSY.